



⑫

## EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG

⑬ Anmeldenummer: 92113180.1

⑮ Int. Cl. 5: **F01D 25/30**

⑭ Anmeldetag: 03.08.92

⑯ Veröffentlichungstag der Anmeldung:  
09.02.94 Patentblatt 94/06

⑰ Anmelder: **ASEA BROWN BOVERI AG**  
CH-5401 Baden(CH)

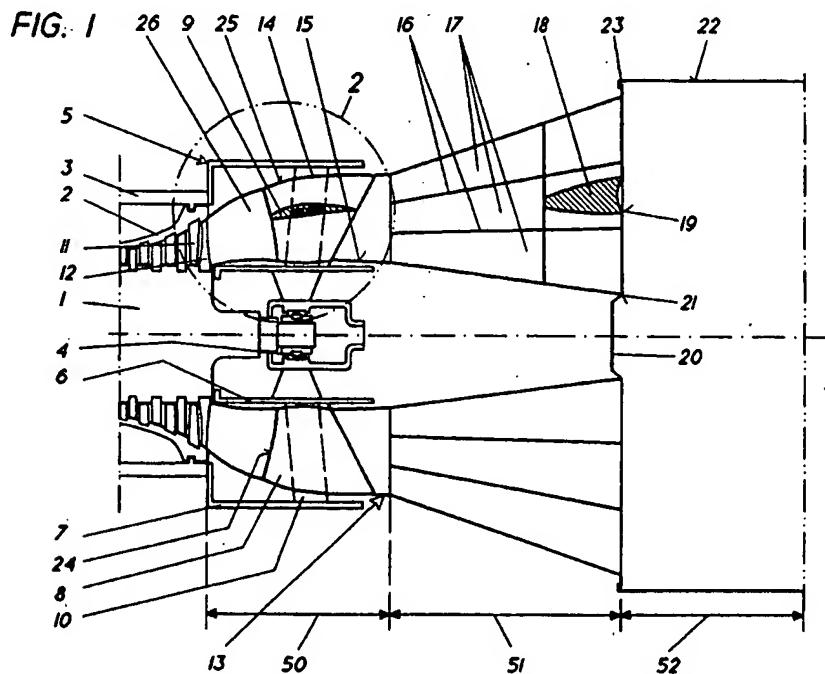
⑯ Benannte Vertragsstaaten:  
AT BE CH DE DK ES FR GB GR IE IT LI LU MC  
NL PT SE

⑰ Erfinder: Kreitmeler, Franz  
Hägelerstrasse 75  
CH-5400 Baden(CH)

⑯ **Mehrzoniger Diffusor für Turbomaschine.**

⑯ Bei einem mehrzonigen Diffusor für eine axial durchströmte Turbomaschine sind die Knickwinkel des Diffusoreintritts sowohl an der Nabe als auch am Zylinder der Turbomaschine ausschliesslich zwecks Vergleichmässigung des Totaldruckprofils über der Kanalhöhe am Austritt der letzten Schaufelreihe (12) festgelegt. Innerhalb der Verzögerungszone des Diffusors (13) sind Mittel zur Drallwegnahme der drallbehafteten Strömung in Form von Strömungsrippen

⑯ vorgesehen. Eine erste Diffusionszone (50) erstreckt sich von der Austrittsebene der letzten Schaufelreihe (12) bis zu einer Ebene am Austritt der Strömungsrippen (8) und ist einkanalig als Glockendiffusor (26) ausgebildet. Eine zweite Diffusionszone (51) wird in Form eines mehrkanaligen Diffusorteils (17) gebildet, wobei strömungsführende Leitringe (16) stromabwärts der Strömungsrippen (8) angeordnet sind.



## Technisches Gebiet

Die Erfindung betrifft einen mehrzonigen Diffusor für eine axial durchströmte Turbomaschine,

- wobei die Knickwinkel des Diffusoreintritts sowohl an der Nabe als auch am Zylinder der Turbomaschine ausschliesslich zwecks Vergleichsmässigung des Totaldruckprofils über der Kanalhöhe am Austritt der letzten Schaufelreihe festgelegt sind,
- wobei innerhalb der Verzögerungszone des Diffusors Mittel zur Drallwegnahme der drallbehafteten Strömung in Form von Strömungsrippen vorgesehen sind,
- und wobei strömungsführende Leitringe den Diffusor mehrkanalig unterteilen.

## Stand der Technik

Derartige mehrzonige Diffusoren für Turbomaschinen sind bekannt aus der EP-A 265 633. Um der dortigen Forderung nach bestmöglichem Druckrückgewinn und drallfreier Diffusorabströmung bei Teillast gerecht zu werden, ist innerhalb des Diffusors ein gleichrichtendes Gitter vorgesehen, das sich über die ganze Höhe des durchströmten Kanals erstreckt. Es handelt sich bei diesen Mitteln zur Drallwegnahme um gleichmässig über dem Umfang angeordnete zylindrische Strömungsrippen mit dicken geraden Profilen, die nach den Erkenntnissen des Strömungsmaschinenbaus ausgelegt sind und die gegen Schräganströmung möglichst unempfindlich sein sollen. Die angesetzte Vorderkante dieser Rippen befindet sich relativ weit hinter der Austrittskante der letzten Laufschaufeln, um eine durch das Druckfeld der Rippen verursachte Anregung der letzten Schaufelreihe zu vermeiden. Dieser Abstand ist so bemessen, dass sich die Vorderkante der Rippen in einer Ebene befindet, bei welcher ein Diffusorflächenverhältnis von vorzugsweise drei vorherrscht. Diese erste Diffusionszone zwischen der Beschaufelung und den Strömungsrippen soll damit infolge totaler Rotationssymmetrie ungestört bleiben. Die Tatsache, dass keine Interferenzeffekte zwischen Rippen und Beschaufelung zu erwarten sind, ist darauf zurückzuführen, dass die Rippen erst in einer Ebene wirksam werden, in der bereits ein relativ tiefes Geschwindigkeitsniveau vorherrscht.

Da bei üblichen hochbelasteten Beschaufelungen von Turbinen deren Öffnungswinkel jenen eines guten Diffusors weit überschreitet, ist der bekannte Diffusor zur Stützung der Strömung in radialer Richtung mittels strömungsführender Leitringe in mehrere Teildiffusoren unterteilt. Diese Leitringe erstrecken sich von einer Ebene unmittelbar am Austritt der Beschaufelung bis hin zu einer Ebene, bei welcher in Diffusionsverhältnis von

drei erreicht ist, d.h. über die gesamte erste Diffusionszone. Aus Schwingungsgründen sind diese Leitringe vorzugsweise einteilig auszubilden. Dies führt zu einer aus Montagegründen nachteiligen Lösung ohne Trennebene. Darüberhinaus führen die Leitringe zu grossen Durchmessern, so dass sich Transportprobleme ergeben können.

Eine zweite Diffusionszone erstreckt sich von der Vorderkante der dicken Strömungsrippen bis zur grössten Profildicke der Rippen. In dieser zweiten Zone soll die Entdrallung der Strömung grösstenteils vorgenommen werden und zwar weitgehend verzögerungsfrei. In einer dritten anschliessenden Diffusionszone in Form eines geraden Diffusors erfolgt eine weitere Verzögerung der zu dem Zeitpunkt nahezu drallfreien Strömung.

Mit all diesen Massnahmen soll neben einem maximalen Druckrückgewinn insbesondere bei Teillast auch eine Verkürzung der Baulänge der Anlage erreicht werden.

In üblichen Gasturbinen wird der Diffusor bei Leerlauf unter einem Geschwindigkeitsverhältnis  $c_t/c_n$  von etwa 1,2 angeströmt, wobei  $c_t$  die Tangentialgeschwindigkeit und  $c_n$  die Axialgeschwindigkeit des Mediums bedeutet. Diese schräge Anströmung führt zu einem Abfall im Druckrückgewinn  $C_p$ .

Bei andern Maschinentypen, wie beispielsweise Dampfturbinen oder Gasturbinen für Wirbelschichtfeuerung, kommt es durchaus vor, dass der Volumenstrom bis auf 40% reduziert wird und damit  $c_t/c_n$  Verhältnisse bis zu 3 vorliegen. Bei solchen Maschinentypen bietet sich eine feste Diffusorgeometrie nicht an, da der Druckrückgewinn sogar negativ werden könnte. Dies gilt selbst für den Fall, bei dem das Verhältnis Teilung zu Sehne der Strömungsrippen 0,5 beträgt. Strömungsrippen mit Teilung/Sehne-Verhältnissen von etwa 1, welche bei Vollast, d.h.  $c_t/c_n = ca.0$ , zwar einen etwas grösseren Druckrückgewinn ergeben würden, sind bei derartigen Maschinen überhaupt nicht anwendbar.

Der grosse Abfall im Druckrückgewinn ist darauf zurückzuführen, dass sich bei den genannten extremen Verhältnissen ein starker Wirbel zwischen Austrittslaufschaufeln und Strömungsrippen ausbildet. Der Wirbel wird durch die Strömungsrippen begrenzt, an denen die Tangentialkomponente der Geschwindigkeit dissipiert wird. Werden an der sich einstellenden Rückströmung feste Partikel, bspw. in Gasturbinen oder Wassertröpfchen, bspw. in Dampfturbinen mitgeführt, so kann ein akute Gefahr der Fusserosion an den Schaufeln der letzten Laufreihe entstehen.

Zur Abhilfe ist es aus der EP 0 417 433 A1 bekannt, bei einer Strömungsmaschine der axialen Bauart im Diffusor zwischen den Mitteln zur Drallwegnahme und den Austrittslaufschaufeln in minde-

stens eine Reihe mit verstellbaren Leitschaufeln anzuordnen. Die Mittel zur Drallwegnahme innerhalb des Diffusors sind auch hier gleichmässig über dem Umfang angeordnete Strömungsrippen mit gerader Skelettlinie und symmetrischem Profil und mit einem Verhältnis Teilung zu Sehne zwischen 0,5 und 1 im Mittelschnitt des durchströmten Kanals. Diese Strömungsrippen verlaufen in radialer Richtung konisch. Mit diesen Massnahmen der Diffusionsgestaltung soll das Teillastverhalten der Maschine nochmals verbessert werden.

### Darstellung der Erfindung

Unter Zugrundelegung einer 3D-Optimierung mit Navier-Stokes Rechenmethoden liegt der Erfindung die Aufgabe zugrunde, bei einem mehrzonalen Diffusor der eingangs genannten Art bei vorgegebenem Diffusor-Flächenverhältnis, worunter das Verhältnis der Strömungsquerschnitte am Austritt zum Eintritt des Diffusors verstanden wird, und bei kleinstmöglichem Durchmesser der ersten Diffusionszone sowie bei physikalisch grösstmöglichen Druckrückgewinn und drallfreier Abströmung die Gesamtlänge des Diffusors minimal zu halten.

Erfindungsgemäss wird dies dadurch erreicht,

- dass eine erste Diffusionszone sich von der Austrittsebene der letzten Schaufelreihe bis zu einer Ebene am Austritt der Strömungsrippen erstreckt und einkanalig ausgebildet ist, wobei der äquivalente Öffnungswinkel der Meridiankonturen stromabwärts der Knickwinkel zur Vermeidung von Strömungsablösung reduziert wird, so dass eine Art Glockendiffusor entsteht;
- und dass eine zweite Diffusionszone in Form eines mehrkanaligen Diffusorteils gebildet wird, wobei die strömungsführenden Leitringe stromabwärts der Strömungsrippen angeordnet sind.

Der Vorteil der Erfindung ist unter anderem darin zu sehen, dass bei einer stark divergenten Strömung erstmals die Knickwinkelidee mittels eines einkanaligen Diffusors durchführbar ist. Dadurch, dass auf die bisherige Mehrkanaligkeit in der ersten Diffusionszone verzichtet werden kann, ergibt sich der gewünschte kleine Durchmesser dieser Zone. Dieser Durchmesser ist massgebend für die Transportierbarkeit der montierten Maschine auf Eisenbahnen. Dies gilt selbst für die derzeit üblichen grössten Einheitsleistungen bei beispielsweise Gasturbinen.

Es ist besonders zweckmäßig, wenn stromabwärts der zweiten Diffusionszon eine dritte Diffusionszone in Form eines Stossdiffusors gebildet wird, dessen axiale Länge im wesentlichen  $L = D/n$  beträgt, worin  $D$  der Durchmesser des durchströmten Kanals (im Abgasrohr) und  $n$  die Anzahl

der Kanäle in der zweiten Diffusionszone beträgt. Hierdurch können Strömungsinhomogenitäten nach der zweiten Diffusionszone ausgeglichen werden und der Druckrückgewinn kann weiter erhöht werden. Zudem können dadurch Interferenzeffekte mit nachfolgenden Strömungskomponenten wie Schalldämpfer, Kessel usw. vermieden werden. Außerdem reduziert eine derartige Ausgleichszone die Empfindlichkeit des Druckrückgewinns auf Teillastbedingungen.

Es ist sinnvoll, wenn zur weitgehenden Vermeidung von Interferenzen mit der letzten Laufreihe der Beschaufelung das Verhältnis Rippenabstand  $a$  vom Austritt der Beschaufelung zu Rippenteilung  $t$  mindestens 0,5 beträgt. Diese Massnahme ergibt zudem eine vollständige Ausnutzung der Arbeitsfähigkeit des Strömungsmittels.

Wenn das Verhältnis Rippensehne  $s$  zu Rippenteilung  $t$  mindestens 1 beträgt, wird sichergestellt, dass die empfindliche Diffusorströmung ablösungsfrei in die axiale Abströmrichtung umgelenkt wird und dass ein Beitrag zur gewünschten Verzögerung geleistet wird.

Sofern das Verhältnis von grösster Profildicke  $d_{max}$  der Strömungsrippen zu Rippensehne  $s$  höchstens 0,15 beträgt und über der Rippenhöhe weitgehend konstant ist, werden dadurch Übergeschwindigkeiten, lokale Machzahlprobleme und unterschiedliche Verdrängungswirkungen minimiert.

Es ist zudem angebracht, wenn die Vorderkanten der Rippen über der Rippenhöhe so orientiert werden, dass sie von den Stromlinien senkrecht geschnitten werden. Zusammen mit der Massnahme  $d_{max}/s = \text{konstant}$  wird hierdurch sichergestellt, dass die Strömung nicht radial nach aussen abgedrängt wird und sich eine Nabenseparation ausbildet.

Mit Vorteil ist die Krümmung der Sklettlinie der Rippen hinsichtlich eines stossfreien Eintritts und einer axialen Abströmung gewählt. Dies garantiert den angestrebten hohen Druckrückgewinn sowie eine gewisse Unempfindlichkeit bei Teillast.

Zweckmäßig ist es, wenn zur Vermeidung von Übergeschwindigkeiten an den Rippen die Meridiankontur des Diffusors im Bereich der Rippen zusätzlich erweitert ist. Mit dieser Massnahme wird der durch die Rippen verursachte Verdrängungseffekt zumindest in den Randzonen kompensiert.

Besonders günstig ist es, wenn der Diffusor in der ersten Diffusionszone mit einer horizontalen Trennebene versehen ist. Dadurch, dass im Gegensatz zur eingangs erwähnten Lösung die erste Diffusionszone nicht mit Leitringen bestückt ist, welche aus Schwingungsgründen in der Regel einseitig ausgeführt sind, ist dank der Trennebene die Möglichkeit zur Abdeckung der ersten Zone und damit eine einfache Montage und Demontage beispielsweise der Beschaufelung ohne Hilfseinrich-

tungen und ohne axiale Verschiebung gewährleistet.

Im Fall einer Treppenebene in der ersten Diffusionszone ist eine gerad Anzahl Rippen vorgesehen, wobei Rippen in der Vertikalebene, nicht jedoch in der Horizontalebene angeordnet sind. Die untere vertikale Rippe kann somit zur Abstützung des Diffusors verwendet werden und es kann auf geteilte Rippen verzichtet werden.

Es bietet sich an, in der zweiten Diffusionszone mehrere gleichmässig über dem Umfang verteilte und symmetrisch zur Vertikalebene angeordnete profilierte Hohlrippen mit definierten Abreisskanten vorzusehen. Dadurch besteht die Möglichkeit, den Nabenkörper durch natürliche Konvektion zu ventilieren. Die notwendigen Versorgungsleitungen für die Lagerung und die Rotor- und Gehäusekühlung können durch diese Hohlrippen hindurchgeführt werden. Gegebenenfalls können auch die für den Verdichter einer Gasturbinenanlage notwendigen Ausblasemengen durch diese Hohlrippen dem Abgas beigemischt werden.

Günstig ist es, die innere Ringwandung des Diffusors am Austritt der zweiten Diffusionszone mit einer definierten Abreisskante zu versehen. Dadurch wird einerseits der Abrissquerschnitt minimiert und andererseits der Ausgleich der Strömungsinhomogenitäten beschleunigt.

#### Kurze Beschreibung der Zeichnung

In der Zeichnung sind mehrere Ausführungsbeispiele der Erfindung schematisch und vereinfacht dargestellt.

Es zeigen:

- Fig. 1 einen Teillängsschnitt einer Gasturbine mit erfahrungsgemässem Diffusor;
- Fig. 2 das Detail 2 gemäss Fig. 1 in vergrössertem Massstab;
- Fig. 3 eine perspektivische Ansicht einer strömungsorientierten Rippe in Form von Netzlinien;
- Fig. 4 einen Teillängsschnitt einer Gasturbine mit axial/radialem Abgasdiffusor;
- Fig. 5 einen Teillängsschnitt des Verdichters einer Gasturbinenanlage mit stehender Einzelbrennkammer;
- Fig. 6 einen Teillängsschnitt des Verdichters einer Gasturbinenanlage mit ringförmiger Brennkammer.

Bei der Gasturbine nach Fig. 1 mit axial/axialem Abgasdiffusor sind nur die für das Verständnis der Erfindung wesentlichen Elemente gezeigt. Nicht dargestellt sind von der Anlage beispielsweise der Verdichterteil, die Brennkammer sowie das vollständige Abgasrohr und der Kamin.

Die Elemente sind in den verschiedenen Ausführungsbeispielen jeweils mit denselben Bezeichnungen, jedoch mit unterschiedlichen Indizes

bezeichnet. Das in den Fig. 1, 2 und 3 dargestellte Ausführungsbeispiel trägt keine Indizes. Der besseren Übersichtlichkeit wegen sind die Knickwinkel nur in der Fig. 2 als solche bezeichnet. Die Strömungsrichtung des Arbeitsmittels ist mit Pfeilen bezeichnet.

#### Weg zur Ausführung der Erfindung

Die Gasturbine, von der in Fig. 1 lediglich die drei letzten, axialdurchströmten Stufen dargestellt sind, besteht im wesentlichen aus dem beschauften Rotor 1 und dem mit Leitschaufeln bestückten Schaufelträger 2. Der Schaufelträger ist im Turbinengehäuse 3 eingehängt. Der Rotor liegt in einem Traglager 4 ein, welches sich seinerseits in einem Abgasgehäuse abstützt. Dieses Abgasgehäuse besteht im Beispielsfall im wesentlichen aus einem nabenseitigen, innenliegenden Teil 6 und einem aussenliegenden Teil 7, welche den Diffusor 13 begrenzen. Beide Elemente 6 und 7 sind Topfgehäuse mit einer horizontalen Trennebene in Achshöhe. Sie sind miteinander verbunden durch mehrere angeschweißte tragende Strömungsrippen 8, die gleichmässig verteilt über dem Umfang angeordnet sind und deren Profil mit 9 angedeutet ist. Das Abgasgehäuse ist so konzipiert, dass es mit der Abgasströmung nicht in Kontakt ist. Die eigentliche Strömungsführung wird vom Diffusor übernommen, der in seiner ersten Zone als Einsatz zum Abgasgehäuse ausgelegt ist. Hierzu sind die äussere Begrenzungswand 14 und die innere Begrenzungswand 15 des Diffusors über die Strömungsrippen 8 gehalten. Die Wände sind dabei durchdrungen von eigentlichen Tragkörpern 10, welche sich innerhalb der Strömungsrippen erstrecken und das Abgasgehäuse 6, 7 halten.

Massgebend für die gewünschte Funktionsweise des Diffusors ist nunmehr der Knickwinkel seiner beiden Begrenzungswände 14 und 15 unmittelbar am Austritt der Beschauflung. Bei dieser handelt es sich um eine hochbelastete Reaktionsbeschauflung mit grossem Öffnungswinkel. Die letzte Laufschaufelreihe wird mit hoher Machzahl durchströmt. Die Kanalkontur am Schaufelfuss ist zylindrisch, jene an der Schaufel spitze verläuft schräg unter einem Winkel von ca. 30°. Würde man diese Konizität im Diffusor weiterführen, so wäre der genannte Winkel von 30° völlig ungeeignet, um die Strömung zu verzögern und den gewünschten Druckanstieg zu erzielen. Die Strömung würde von den Wandungen ablösen. Rein konstruktive Überlegungen würden nun in der Regel dazu führen, den Diffusorwinkel von 30° auf 7° zu reduzieren. Die dadurch bewirkte Umlenkung der Stromlinien an den Knickstellen des Diffusoreintritts und der damit verbundene schädliche Druckaufbau reduziert indes das G fälle, d.h. die Gasarbeit über

der Beschauf lung. Daraus resultiert eine geringere Leistung. Die nicht verwertete Energie führt am Diffusoraustritt lokal zu Übergeschwindigkeiten und dissipiert in der Folge im Abgasrohr.

Der Diffusor wird deshalb einzig und allein nach strömungstechnischen Gesichtspunkten ausgelegt. Die Überlegungen müssen dahin führen, ein möglichst homogenes Totaldruckprofil über der ganzen Kanalhöhe, also auch an der Nabe und am Zylinder zu erreichen. Die beiden Knickwinkel werden demnach bestimmt aufgrund der gesamten Strömung in der Beschaufelung und im Diffusor.

Die Gleichung für das radiale Gleichgewicht lehrt, dass in erster Linie die Meridiankrümmung der Stromlinien verantwortlich ist für das Ausmass der oben erwähnten Druckerhöhung. Diese muss also primär beeinflusst werden durch Anpassen des Anstellwinkels, um eine homogene Totaldruckverteilung zu erzielen. Mit dieser Überlegung ist der Knickwinkel  $\alpha_N$  (Fig. 2) der inneren Begrenzungswand 14 am Diffusoreintritt im Prinzip festgelegt. Im vorliegenden Fall führt dies zu einem Winkel  $\alpha_N$ , der von der Horizontalen in positiver Richtung ansteigt und zwar um nahezu  $15^\circ$ . Dies ist u.a. noch auf den Kühlluft Einfluss zurückzuführen. Denn bekanntlich werden die Habe, d.h. die Rotoroberfläche sowie die Schaufelfüsse in der Regel mit Kühlluft auf ein erträgliches Mass heruntergekühlt. Ein Teil dieser Kühlluft strömt nun entlang der Rotoroberfläche in den Hauptkanal ein. Diese Kühlluft weist eine tiefere Temperatur auf als die Hauptströmung, was unmittelbar an der Nabe hinter der letzten Laufschaufel energiearme Zonen verursacht. Diese gasturbinspezifische Tatsache führt nun dazu, dass an der Stelle des Energiemanges der erwähnte Druckgradient an dieser Stelle erzwungen werden muss. Und dies wird durch vermehrtes Anstellen der inneren Begrenzungswand 15 und eine dadurch bedingte meridionale Umlenkung der Strömung erreicht. Die hierdurch aufgebaute Energie verhindert ein Ablösen der Strömung an der Nabe des Diffusors. Aus alldem ist zu erkennen, dass ein willkürliches, z.B. zylindrisches Weiterführen der inneren Begrenzungswand des Diffusors auf jeden Fall ungeeignet wäre, um die typischen Abströmmängel auszugleichen.

Die gleichen Überlegungen sind nun auch bezüglich des Knickwinkels  $\alpha_z$  am Zylinder, d.h. an der äusseren Begrenzungswand 14, anzustellen. Hier gilt es allerdings zu berücksichtigen, dass die Strömung infolge des Spaltstromes zwischen Schaufelspitze und Schaufelträger 2 sehr energiereich ist. Ausserdem weist sie einen starken Drall auf. Ein homogene Energieverteilung lässt sich hier nur dann erzielen, wenn der Knickwinkel  $\alpha_z$  am Zylinder gegenüber der Schräglage des Beschauflungskanals in jedem Fall nach aussen öffnet. Im Beispielsfall geschieht dies um zusätzliche  $10^\circ$ .

Im Ergebnis zeigt sich, dass der Gesamtöffnungswinkel des Diffusors im Bereich des Öffnungswinkels der Beschaufelung liegt, ja selbst grösser als dieser sein kann. Keinesfalls nimmt er jedoch einen Wert an, welcher rein konstruktiven Überlegungen entsprechen würde.

Damit sind die Bedingungen geschaffen, dass im nachfolgenden Diffusor die Druckumsetzung so erfolgt, dass an dessen Austritt eine homogene, gleichmässige Abströmung vorliegt.

Nun ist indes klar, dass ein Diffusor mit  $30^\circ$  Öffnungswinkel ungeeignet ist, um die Strömung zu verzögern. Bei dem eingangs erwähnten bekannten Diffusor wird der Kanal deshalb in radialer Richtung mittels strömungsführender Leitringle in mehrere Teildiffusoren unterteilt, welche nach den bekannten Regeln dimensioniert sind.

Der vorliegenden Erfindung liegt indes die Idee zugrunde, die erste Diffusionszone 50 einkanalig auszubilden. Die strömungsführenden Teile dieser ersten Diffusionszone 50 sind in Fig. 2 dargestellt. Um die Einkanaligkeit zu realisieren, wird ein sogenannter Glockendiffusor 26 (bell shaped diffusor) angewendet. Dies bedeutet, dass der äquivalente Öffnungswinkel  $\Theta$  der Meridiankonturen stromabwärts der nach obigen Kriterien festgelegten Knickwinkel  $\alpha_z$  und  $\alpha_N$  zur Vermeidung von Strömungsablösung reduziert wird. Dies geschieht zunächst in stärkerem Masse und anschliessend in schwächerem Masse, was zur gezeigten Glockenform führt. Unter äquivalentem Öffnungswinkel  $\Theta$  wird hier verstanden:

$$\tan \Theta/2 = \frac{1}{U} \cdot \frac{dA}{ds}$$

35 worin

U = der lokale Umfang des Strömungsquerschnitts;

dA = die lokale Änderung des Strömungsquerschnitts;

ds = die lokale Änderung des Strömungsweges entlang des Diffusors.

Ebenfalls im Gegensatz zum bekannten eingangs erwähnten Diffusor erstreckt sich im vorliegenden Fall die erste Diffusionszone 50 von der Austrittsebene der letzten Schaufelreihe bis zu einer Ebene am Austritt der Strömungsrippen 8. Letztere sind demnach mitumfasst und ihrer Art, ihrer Gestaltung, ihrer Anordnung und ihrer Anzahl liegen folgende Überlegungen zugrunde.

Zunächst wird der Abstand a der Vorderkante 24 der Strömungsrippen 8 zum Austritt der Beschaufelung ins Verhältnis zur Rippenteilung t - welches Mass für die Rippenanzahl ist - gesetzt. Beträgt dieses Verhältnis mindest ns 0,5, so können Interferenzen mit der letzten Laufreihe 12 der Beschaufelung weitgehend vermieden werden.

Bei der Bestimmung der Sehnenlänge der Strömungsrippe gilt es im vorliegenden Fall zweierlei zu berücksichtigen. Hat die Strömungsrippe eine Tragfunktion, so ist ein minimaler Querschnitt nicht zu unterschreiten. Im Rippeninnern muss genügend Raum für die Anordnung der Tragkörper 10 geschaffen werden. Bezuglich der Umlenkaufgabe der Strömungsrippe - mit ihrer Hilfe soll die drallbehaftete Strömung gleichgerichtet werden - ist ebenfalls eine Minimalsehnenlänge nicht zu unterschreiten. Beträgt nun das Verhältnis Rippensehne  $s$  zu Rippenteilung  $t$  mindestens 1, so können beide Aufgaben wahrgenommen werden.

Ist die Sehnenlänge und über das Verhältnis  $s/t$  auch die Rippenteilung festgelegt, so ist im Prinzip auch die Anzahl der Strömungsrippen gegeben. Die Anordnung dieser Rippen unterliegt nunmehr folgenden Kriterien: Um den Zugang zur Beschaufelung und zur Lagerung zu ermöglichen, ist die erste Diffusionszone 50 mit einer horizontalen Trennebene versehen, d.h. die äussere Begrenzungswand 14 und die innere Begrenzungswand 15 des Diffusors sind geteilt ausgeführt. In diese horizontale Trennebene werden vorzugsweise keine Strömungsrippen verlegt, um eine Teilung der Rippen zu vermeiden. Andererseits bietet es sich an, in der Vertikalebene Strömungsrippen anzuordnen. Die vertikal ausgerichtete Strömungsrippe der unteren Hälfte kann somit für Stützfunktionen herangezogen werden. Besteht man überdies aus Symmetriegründen auf einer geraden Anzahl Rippen, so ergibt sich eine minimale Anzahl von 6 Strömungsrippen über dem Umfang, was für kleinere Maschinen durchaus sinnvoll sein kann. Die nächstmögliche und für vorliegende Zwecke bestgeeignete Anzahl Rippen beträgt 10. Eine noch höhere Anzahl würde bereits wieder den durchströmten Querschnitt beeinträchtigen und den Aufwand beträchtlich erhöhen.

Das Verhältnis von grösster Profildicke  $d_{max}$  der Strömungsrippen zu Rippensehne  $s$  soll höchstens 0,15 betragen und ist über der Rippenhöhe weitgehend konstant gehalten. Diese - wiederum im Gegensatz zu den Strömungsrippen im eingangs erwähnten Diffusor - relativ dünnen Rippen vermeiden lokale Machzahlprobleme und minimieren unterschiedliche Verdrängungswirkungen über der Schaufelhöhe.

Wiederum im Gegensatz zu den Strömungsrippen im eingangs erwähnten Diffusor sind die Strömungsrippen gekrümmt ausgebildet. Die Krümmung der Sklettlinie der Rippen ist dabei hinsichtlich eines stossfreien Eintritts und einer axialen Abströmung gewählt, was zu einer variablen Krümmung über der Rippenhöhe führt.

Wie aus den Fig. 1, 2 und insbesondere aus Fig. 3 ersichtlich, weisen die Rippen eine grundsätzlich Konizität auf. Dem liegt der Gedanke von

$s/t = \text{konstant}$  über der Rippenhöhe zugrunde. Diese radiusunabhängige Konfiguration bildet die Ausgangslage, die anschliessend schrittweise über der Rippenhöhe an die tatsächliche Strömung angepasst wird. Die Vorderkanten 24 der Rippen werden hierzu über der Rippenhöhe so orientiert, dass sie von den Stromlinien senkrecht geschnitten werden. Dies führt zu Vorderkanten, die keineswegs radial ausgerichtet sein müssen, wie dies Fig. 3 anschaulich darlegt.

In Abweichung von der Glockenform ist die Meridiankontur des Diffusors im Bereich der Rippen 8 zusätzlich erweitert ist. Zumindest wird diese Massnahme getroffen im Bereich 25 von der Rippenvorderkante 24 bis zur grössten Profildicke. Damit können Übergeschwindigkeiten an den Rippen weitgehend vermieden werden.

Diese erste Diffusionszone 50, die am Austritt der Strömungsrippen ihren Abschluss findet, ist mit einem Flächenverhältnis von 1,8 ausgelegt.

An die erste Diffusionszone schliesst sich eine zweite Diffusionszone 51 in Form eines mehrkanaligen Diffusorteils an. Sie ist mit einem Flächenverhältnis von 2,5 ausgelegt. Hierzu sind stromabwärts der Rippen 8 zwei strömungsführende Leitringe 16 angeordnet, die den Kanal in drei Teildiffusoren 17 unterteilen. Die Teildiffusoren sind als gerade Diffusoren nach den an sich bekannten Regeln mit äquivalenten Öffnungswinkeln von je ca. 7,5° ausgebildet. Diese Massnahme bewirkt eine Verkürzung der zweiten Diffusionszone nach der Regel  $L = L_{1K}/n$ . Hierin bedeuten  $L$  die axiale Erstreckung der zweiten Diffusionszone,  $L_{1K}$  die axiale Erstreckung eines einkanaligen Diffusors mit dem gleichen Flächenverhältnis,  $n$  die Anzahl der Teildiffusoren.

Am Ende dieser zweiten Diffusionszone 51 sind drei gleichmässig über dem Umfang verteilte profilierte Hohlrippen 18 angeordnet, wobei eine dieser Hohlrippen vertikal in der oberen Hälfte steht. Durch diese Hohlrippen können elektrische sowie Luft- und Ölleitungshöhen geführt werden. Die stumpfen Hinterkanten dieser Hohlrippen sind mit definierten Abreisskanten 19 versehen. Auch die ringförmige innere Begrenzungswand 15 des Diffusors, welche am Austritt der zweiten Diffusionszone 51 mit einem stumpfen Abschnitt 20 abschliesst, ist mit einer solchen definierten Abreisskante 21 versehen. Mit diesen Massnahmen wird der Abrissquerschnitt kleinstmöglich gehalten, der Ausgleich beschleunigt und es wird das Nabentotwasser reduziert.

Diese zweite Diffusionszone 51 hat infolge der Auffächerung ein erheblich grösseres Durchmesser als die erste Diffusionszone 50. Da es sich indes bei der zweiten Zone lediglich um eine reine Blechkonstruktion handelt, die problemlos am Aufstellungsort der Anlage aus zerlegten Teilen zusammengefügt werden kann, bietet dies Tatsache

insbesondere hinsichtlich des Eisenbahntransports keine Schwierigkeiten.

Stromabwärts der zweiten Diffusionszone 51 ist eine dritte Diffusionszone 52 in Form eines Stossdiffusors vorgesehen, wobei es sich hierbei um eine plötzliche Erweiterung handelt. Die axiale Länge dieses als Ausgleichzone konzipierten Carnot-Diffusors beträgt  $L = D/n$ , worin  $D$  der Durchmesser des durchströmten Kanals im zylindrischen Abgasrohr 22 und  $n$  die Anzahl der Kanäle in der zweiten Diffusionszone 51 beträgt. Das Flächenverhältnis dieser dritten Diffusionszone 52 beträgt 1,2, wobei hierbei auch der Nachlauf der drei Hohlrippen zu berücksichtigen ist.

Das gesamte Flächenverhältnis des Diffusors beträgt somit 5,3.

In der Regel werden auf der Baustelle sowohl das zylindrische Abgasrohr 22 als auch die äusserre Begrenzungswand 14 der zweiten Diffusionszone 51 zu einem einteiligen Element zusammengeschweisst. Um den freien Zugang zur zweiten Diffusionszone zu gewährleisten, ist die zweite Diffusionszone 51 axial in die dritte Diffusionszone 52 einschiebbar gestaltet, wie dies in der Fig. 1 bei 23 schematisch angedeutet ist.

Die neue Massnahme ermöglicht es auch, am Austritt aus den letzten Laufschaufeln 12 einen gewissen Gegendrall zuzulassen, da stromabwärts im Diffusor eine axiale Ausrichtung durch die Strömungsrippen stattfindet. Dieser Gegendrall bietet die folgenden Vorteile:

- Die Stufenarbeit kann gesteigert werden bei gleichbleibendem Wirkungsgrad oder
- der Wirkungsgrad kann gesteigert werden bei gleichbleibender Stufenarbeit;
- die Schaufeln der letzten Laufreihe könnten weniger verwunden ausgebildet werden, was zu einer Verbilligung führt;
- die Umlenkung in der letzten Turbinenstufe kann reduziert werden, was wegen der Partikelseparation insbesondere bei wirbelschichtgefeuerten Gasturbinen zum Tragen kommt.

Selbstverständlich ist die Erfindung nicht auf das in den Fig 1 und 2 gezeigte und beschriebene Ausführungsbeispiel beschränkt, welches einen Diffusor mit axialem Austritt zum Gegenstand hat und damit die Anordnung der Strömungsrippen stark erleichtert. Sie ist insbesondere auch anwendbar bei Dampfturbinen oder Gasturbinen allgemein und insbesondere bei Turbinen von Abgasturboladern, sowie bei Verdichtern von Gasturbinen, welche in der Regel alle einen sogenannten axial-radialen oder axial-radial-axialen Diffusor haben.

Ein derartiges Beispiel ist anhand einer Gasturbine in Fig. 4 dargestellt. Die erste Diffusionszone 50B entspricht hier jener von Fig. 1. Die zweite Diffusionszone 51B, welche mittels 2 Leitringen

16B in drei Teildiffusoren 17B unterteilt ist, mündet in eine dritte Diffusionszone 53B, welche bei nur geringer Verzögerung stark umlenkt. Diese starke Umlenkung wird durch die Anordnung der sich in die Diffusionszone 53B fortsetzenden Leitringe stark begünstigt. Diese Massnahme bewirkt eine Reduktion des mittleren Krümmungsradius der dritten Diffusionszone nach der Regel  $R = R_{1K}/n$ . Hierin bedeuten  $R$  der Krümmungsradius der dritten Diffusionszone,  $R_{1K}$  der mittlere Krümmungsradius einer einkanaligen Diffusionszone mit dem gleichen Flächenverhältnis,  $n$  die Anzahl der Kanäle. Die dritte Diffusionszone 53B mündet radial in den Kamin 27. Auch bei diesem Übergang zum Kamin ist die Idee eines Stossdiffusors verwirklicht.

Abweichend von der in Fig. 1 dargestellten Lösung können die Strömungsrippen statt hohl auch voll ausgebildet werden. Diese Lösung bietet sich an, wenn beispielsweise auf ein eigentliches Abgasgehäuse verzichtet wird, d.h. wenn das Abgasgehäuse die strömungsführenden Aufgaben übernimmt, d.h. wenn die äusserre Begrenzungswand 14 des Diffusors den Abschluss nach aussen bildet und direkt am Turbinengehäuse angeflanscht ist.

Wie die Erfindungsidee bei einem Verdichterdiffusor verwirklicht werden kann, zeigt Fig. 5. Hierbei könnte es sich beispielsweise um den Verdichter der in Fig. 1 gezeigten Gasturbine handeln, wobei die Anlage mit einer (nicht dargestellten) stehenden Einzelbrennkammer ausgerüstet sein kann. Letztere Konfiguration führt zu dem dargestellten, nahezu radialen Austritt aus dem Diffusor.

Zur Entdrallung der Strömung sind beim vorliegenden Fall in der ersten Diffusionszone sowohl eine reguläre Verdichterleitreihe als auch eine Nachleitreihe vorgesehen. Sie übernehmen die Funktion der Strömungsrippen. Die als erste Strömungsrippe 8C wirkende Verdichterleitreihe ist nach den oben erwähnten Kriterien ausgelegt, wobei indes auf einen axialen Austritt aus der Rippe verzichtet wird. Denn in Strömungsrichtung folgt auf die Rippe 8C eine Nachleitreihe 8'C zur weiteren Gleichrichtung der Strömung, die selbsterständlich ebenfalls nach den genannten Kriterien ausgelegt sein kann. Die erste Diffusionszone reicht von der Hinterkante der Laufschaufel 12C bis zu einer Ebene hinter der Nachleitreihe 8'C. Selbstverständlich könnten die beiden Rippen 8C und 8'C auch zu einer einzigen Strömungsrippe zusammengefasst werden.

Die zweite Diffusionszone ist durch einen Leitring 16C in zwei Teildiffusoren 17C unterteilt. Dieser Leitring wird in einer dritt  $n$ , wenig verzögerten, jedoch stark umlenkenden Diffusionszone 53C über Ripp n 28 an einer Rotorabdeckung 29C und an der äusseren Begrenzungswand 14C in seiner Stellung gehalten. Bei diesem Ausführungsbeispiel

geht die dritte Diffusionszone in eine vierte Diffusionszone 54C über; in der weiter verzögert wird.

Bei einer derartigen einwelligen axialdurchströmten Gasturbine ist der zwischen Turbine und Verdichter liegende Wellenteil als Trommel 30 ausgebildet. Diese ist von der bereits erwähnten Rotorabdeckung 29C umgeben. Der zwischen Trommel und Rotorabdeckung gebildete Ringkanal 31C übernimmt die Führung der gesamten, nabenseitig zwischen den Rippen 8C und 8'C des Verdichters entnommenen Rotorkühlluft zur Stirnseite der Turbine, von wo sie in die rotorseitigen Kühlkanäle gelangt. Diese rotorseitige Kühlluft wird mit dem ihr anhaftenden Drall in den Ringkanal 31C geleitet. Hierdurch wird zum einen gewährleistet, dass die Aufheizung des Rotors über die Kühlluft und somit das Niveau der transienten Spannungen kleinstmöglich ist. Darüberhinaus wird durch die nabenseitige Entnahme reinstmögliche, nahezu staubfreie Luft in den Ringkanal eingeleitet. Für den anschliessenden Diffusor hat die Luftentnahme den Vorteil, dass die bei Verdichtern ausgeprägte energiearme Zone an der Nabe weitgehend abgezogen wird, was bezüglich des Diffusoreintritts bessere Bedingungen schafft. Es versteht sich, dass diese Massnahme bei der Bestimmung der Knickwinkel am Austritt der Laufschaufel 12C und der Auslegung des einkanaligen Glockendiffusors in der ersten Diffusionszone berücksichtigt werden.

Die in Fig. 6 dargestellte Variante des mehrzögnigen Diffusors bietet sich an bei Anlagen, die mit einer Ringbrennkammer ausgerüstet sind. Die zur Verfügung stehenden Platzverhältnisse führen zu einer nahezu 180°-igen Umlenkung der Diffusorströmung. Bei dieser Ausführung ist nur eine Verdichterreihe vorgesehen, welche die Funktion der Strömungsrippen 8D übernehmen. Sie sind nach den mehrfach erwähnten Kriterien ausgelegt. Demzufolge wird hier die rotorseitige Kühlluft an der Nabe unmittelbar am Austritt der letzten Laufschaufeln 12D entnommen und in den Ringkanal 31D geleitet. Gegenüber der Ausführung nach Fig. 5 weist die Kühlluft somit hier weniger Druck, jedoch mehr Drall auf, vorausgesetzt, es liegen an beiden Verdichtern gleiche Verhältnisse am Austritt der Laufschaufeln vor.

Auch hier ist die zweite Diffusionszone durch einen Leitring 16D in zwei Teildiffusoren 17D unterteilt. Dieser Leitring wird in einer dritten, wenig verzögernden, jedoch stark umlenkenden Diffusionszone 53D über (nicht dargestellte) Rippen an der Rotorabdeckung 29D und an der äusseren Begrenzungswand 14D in seiner Stellung gehalten. Bei diesem Ausführungsbeispiel geht die dritte Diffusionszone in ein einkanalige vierte Diffusionszone 54D über, in der weiter verzögert wird.

Der Leitring ist zweiteilig ausgeführt. In seinem ersten Abschnitt besteht er aus einem zylindri-

schen Blechmantel 16Da, der über mehrere über den Umfang verteilte, profilierte Rippen 32 am Schaufelträger 2D in seiner Stellung gehalten ist. In seinem zweiten umlenkenden Abschnitt 16Db besteht er beispielsweise aus einem Gussteil, welches mit dem ersten Teil verschraubt ist. Zur Kühlung der Brennkammerwandungen wird über einen weiteren ringförmigen Kanal 33 Luft aus der dritten Diffusionszone abgezweigt.

10

#### Bezugszeichenliste

5	1	Rotor
	2	Schaufelträger
	15	Turbinengehäuse
	3	Traglager
	4	Abgasgehäuse
	5	innenliegender Teil von 5
	6	aussenliegender Teil von 5
	7	Strömungsrippe
	20	Profil von 8
	8	Tragkörper
	9	Leitschaufel
	10	Austrittschaufel
	11	Diffusor
	12	äußere Begrenzungswand des Diffusors
	13	innere Begrenzungswand des Diffusors
	14	Leitring
	25	Teildiffusor
	15	Hohlrippe
	16	Abreisskante
	30	stumpfer Abschnitt
	17	Abreisskante
	18	zylindrisches Abgasrohr
	19	Verschiebemöglichkeit
	20	Vorderkante von 8
	21	erweiterter Bereich
	22	Glockendiffusor
	23	Kamin
	24	Rippe
	25	Rotorabdeckung
	26	Trommel
	27	Ringkanal
	28	Rippe
	29	ringförmiger Kanal
	30	erste Diffusionszone
	31	zweite Diffusionszone
	32	dritte Diffusionszone
	33	dritte Diffusionszone in Fig 5 und 6
	50	vierte Diffusionszone in Fig 5 und 6
	51	a
	52	Abstand von 12 zu 24
	53	$d_{max}$
	54	grösste Profildicke von 8
	55	S hne von 8
	$\alpha_z$	Knickwinkel an 14
	$\alpha_N$	Knickwinkel I an 15

**Patentansprüche**

1. Mehrzoniger Diffusor für eine axial durchströmte Turbomaschine,
  - wobei die Knickwinkel des Diffusoreintritts sowohl an der Nabe als auch am Zylinder der Turbomaschine ausschließlich zwecks Vergleichmässigung des Totaldruckprofils über der Kanalhöhe am Austritt der letzten Laufschaufelreihe (12) festgelegt sind,
  - wobei innerhalb der Verzögerungszone des Diffusors (13) Mittel zur Drallwegnahme der drallbehafteten Strömung in Form von Strömungsrippen (8) vorgesehen sind,
  - und wobei strömungsführende Leitringe (16) den Diffusor mehrkanalig unterteilen, dadurch gekennzeichnet,
  - dass eine erste Diffusionszone (50) sich von der Austrittsebene der letzten Laufschaufelreihe (12) bis zu einer Ebene am Austritt der Strömungsrippen (8) erstreckt und einkanalig ausgebildet ist, wobei der äquivalente Öffnungswinkel ( $\theta$ ) der Meridiankonturen stromabwärts der Knickwinkel zur Vermeidung von Strömungsablösung reduziert wird, so dass eine Art Glockendiffusor (26) entsteht;
  - und dass eine zweite Diffusionszone (51) in Form eines mehrkanaligen Diffusorteils (17) gebildet wird, wobei die strömungsführenden Leitringe (16) stromabwärts der Strömungsrippen (8) angeordnet sind.
2. Mehrzoniger Diffusor nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass stromabwärts der zweiten Diffusionszone (51) eine dritte Diffusionszone (52) in Form eines Stossdiffusors gebildet wird, dessen axiale Länge im wesentlichen  $L = D/n$  beträgt, worin  $D$  der Durchmesser des durchströmten Kanals im Abgasrohr (22) und  $n$  die Anzahl der Kanäle (17) in der zweiten Diffusionszone (51) beträgt.
3. Mehrzoniger Diffusor nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass zur weitgehenden Vermeidung von Interferenzen mit der letzten Laufreihe (12) der Beschaufelung das Verhältnis Rippenabstand (a) vom Austritt der Beschaufelung zu Rippenteilung (t) mindestens 0,5 beträgt.
4. Mehrzoniger Diffusor nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass zur Wahrnehmung der Umlenkaufgabe das Verhältnis Rippensehne (s) zu Rippenteilung (t) mindestens 1 be-

trägt und über der Rippenhöhe weitgehend konstant ist.

5. Mehrzoniger Diffusor nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass das Verhältnis von grösster Profildicke ( $d_{max}$ ) der Strömungsrippen zu Rippensehne (s) höchstens 0,15 beträgt und über der Rippenhöhe weitgehend konstant ist.
6. Mehrzoniger Diffusor nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die jeweilige Krümmung der Sklettlinie der Strömungsrippe (8) hinsichtlich eines stossfreien Eintritts und einer axialen Abströmung über der gesamten Rippenhöhe gewählt ist.
7. Mehrzoniger Diffusor nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass zur Vermeidung von Übergeschwindigkeiten an den Strömungsrippe (8) die Meridiankontur des Diffusors im Bereich der Rippen zusätzlich erweitert (25) ist.
8. Mehrzoniger Diffusor nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Vorderkanten (24) der Strömungsrippe (8) über der Rippenhöhe so orientiert sind, dass sie von den Stromlinien senkrecht geschnitten werden.
9. Mehrzoniger Diffusor nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass der Diffusor in der ersten Diffusionszone (50) mit einer horizontalen Trennebene versehen ist.
10. Mehrzoniger Diffusor nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, dass eine gerade Anzahl Strömungsrippen (8) vorgesehen ist, wobei Rippen in der Vertikalebene, nicht jedoch in der Horizontalebene angeordnet sind.
11. Mehrzoniger Diffusor nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass in der zweiten Diffusionszone (51) mehrere gleichmässig über dem Umfang verteilte und symmetrisch zur Vertikalebene angeordnete profilierte Hohlrippen (18) mit definierten Abreisskanten (19) vorgesehen sind.
12. Mehrzoniger Diffusor nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die innere Begrenzungswand (15) des Diffusors am Austritt der zweiten Diffusionszone (51) mit einer definierten Abreisskante (21) versehen ist.
13. Mehrzoniger Diffusor nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, dass die zweite Diffusionszone (51) axial in die dritte Diffusionszone

(52) einschiebbar gestaltet ist.

14. Mehrzoniger Diffusor nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass stromabwärts der zweiten Diffusionszone (51) eine dritte, ebenfalls mehrkanalige Diffusionszone (53) angeordnet ist, in welcher schwach verzögert, jedoch stark umgelenkt wird. 5

15. Mehrzoniger Diffusor nach Anspruch 14, dadurch gekennzeichnet, dass stromabwärts der dritten Diffusionszone (53) eine vierte, ein- oder mehrkanalige Diffusionszone (54) angeordnet ist, in welcher stark verzögert, jedoch schwach umgelenkt wird. 10 15

20

25

30

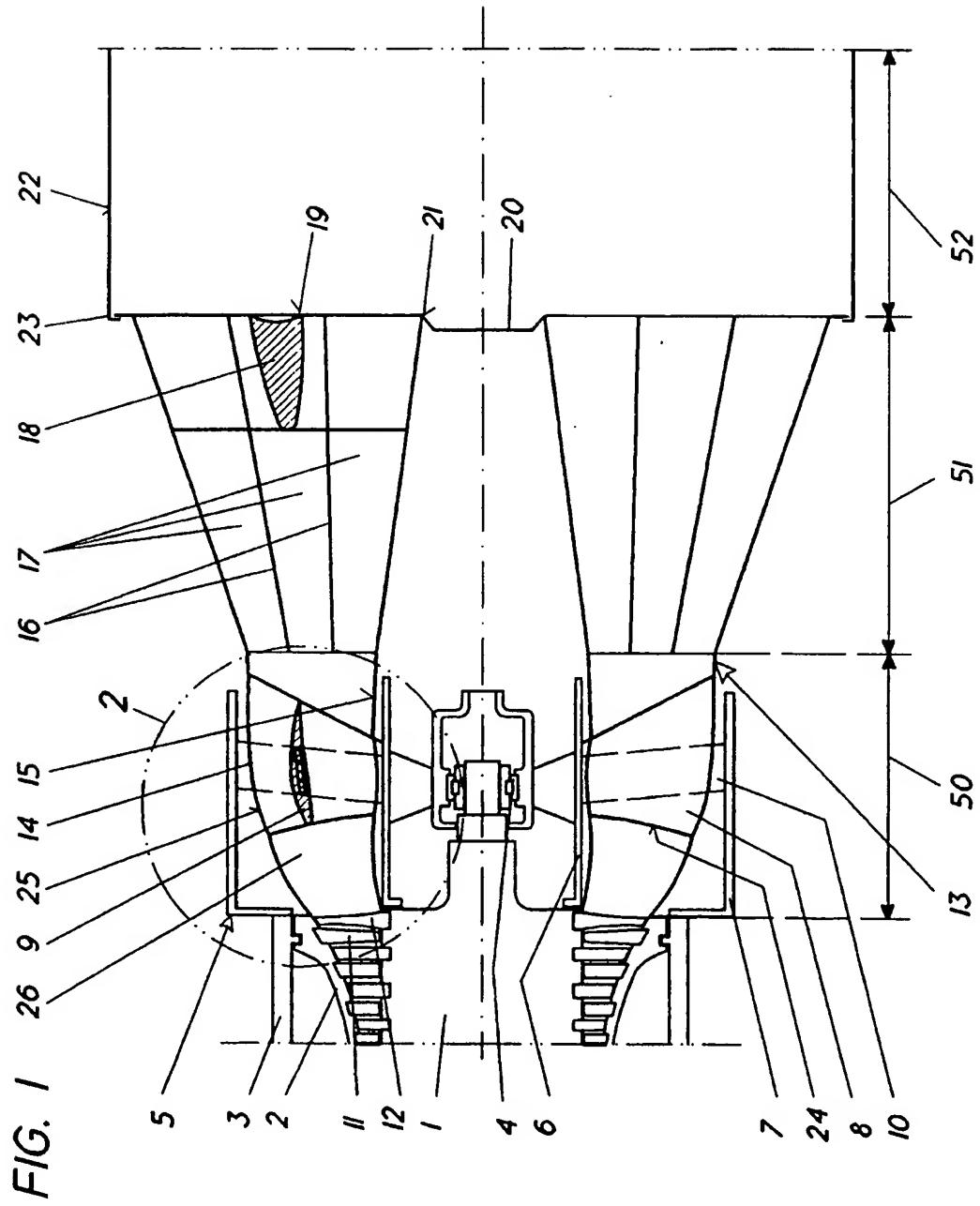
35

40

45

50

55



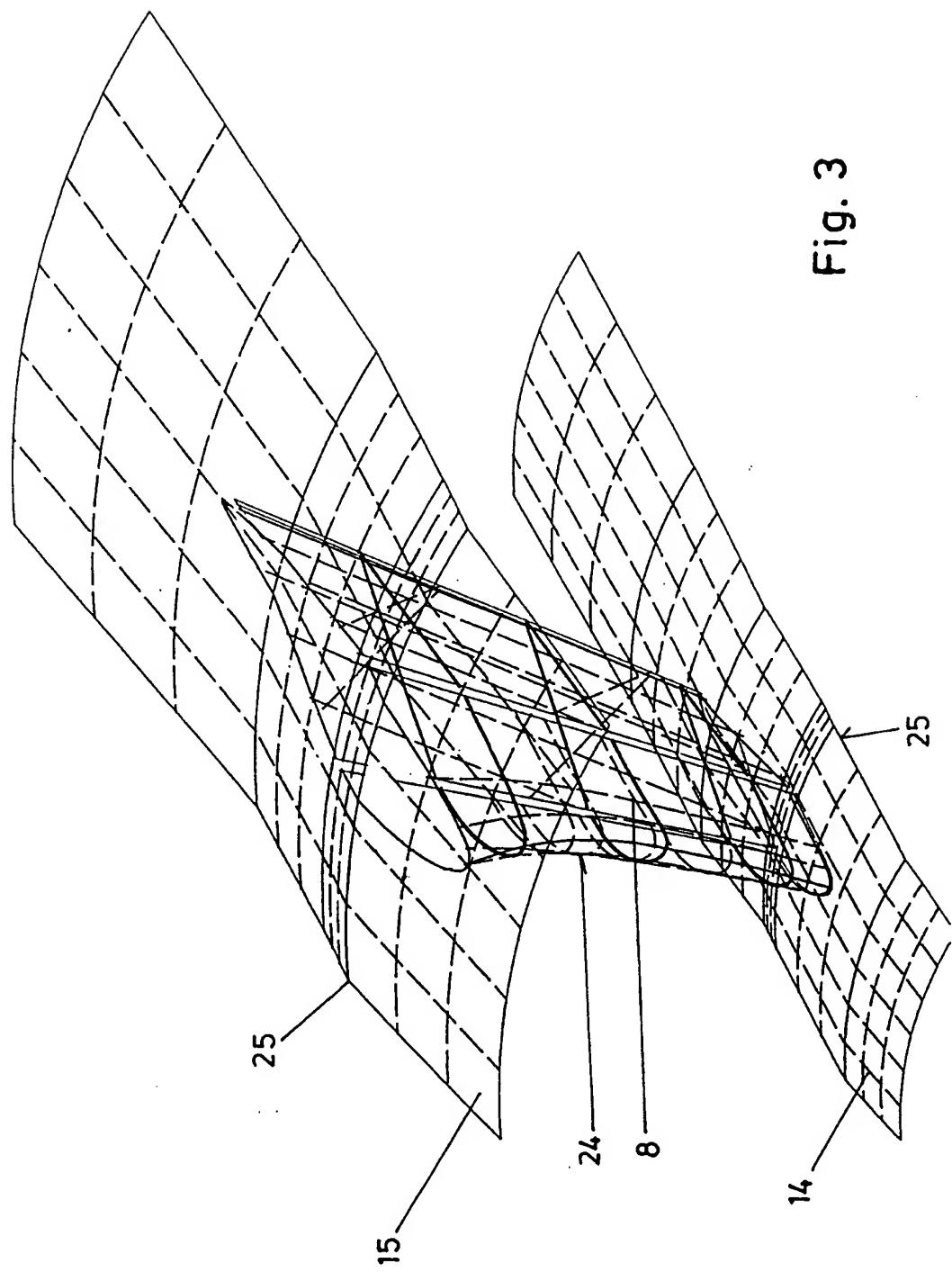


Fig. 3

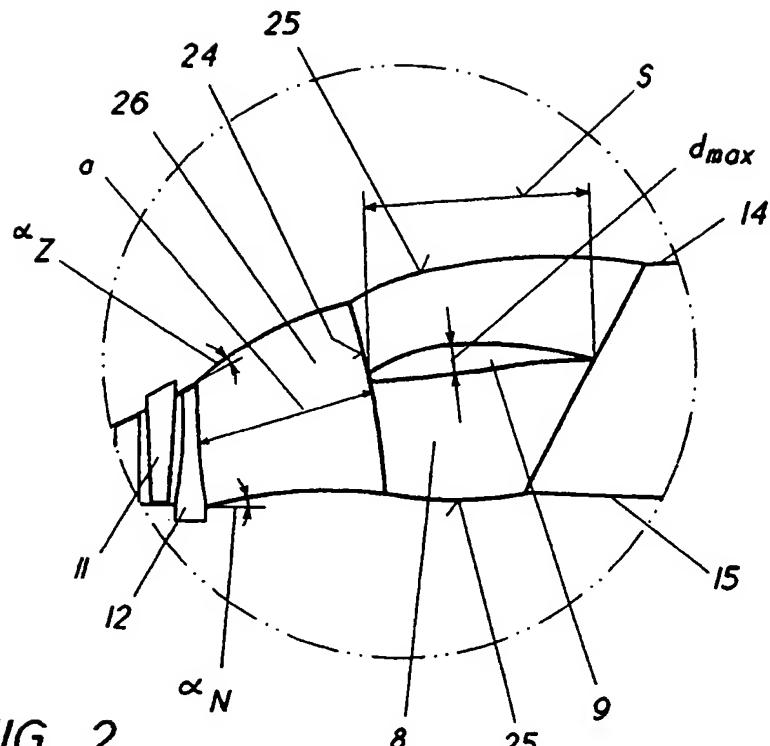


FIG. 4

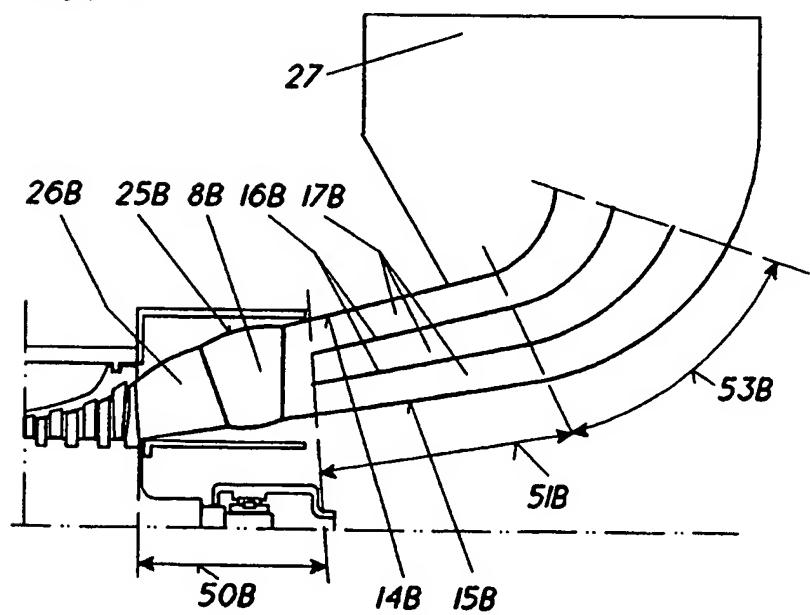


FIG. 5

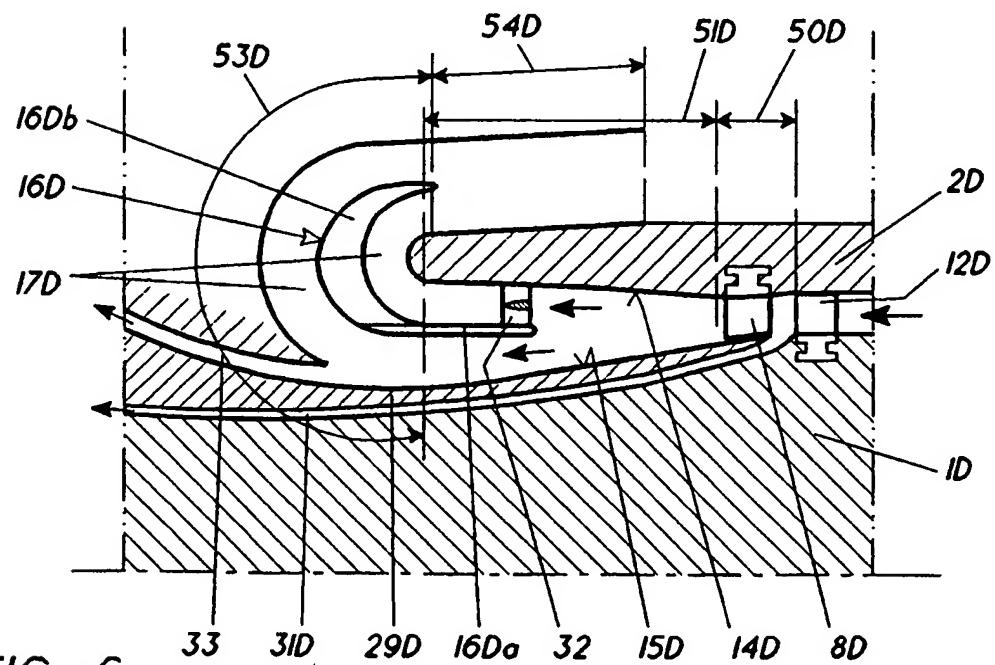
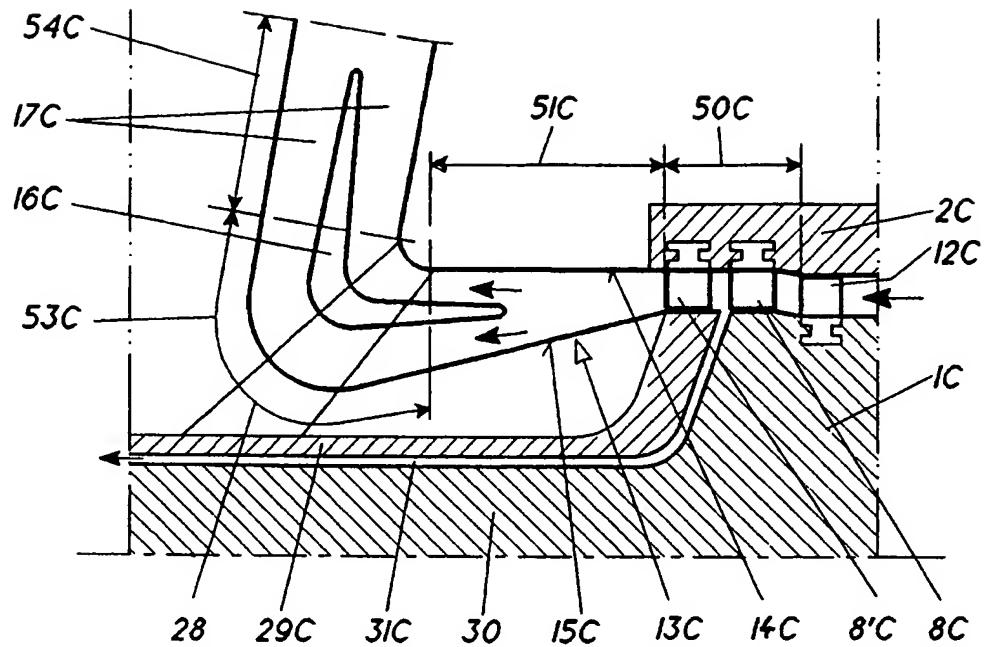


FIG. 6



Europäisches  
Patentamt

EUROPÄISCHER RECHERCHENBERICHT

Nummer der Anmeldung

EP 92 11 3180

EINSCHLÄGIGE DOKUMENTE			
Kategorie	Kennzeichnung des Dokuments mit Angabe, soweit erforderlich, der maßgeblichen Teile	Betritt Anspruch	KLASSIFIKATION DER ANMELDUNG (Int. Cl.5)
D, A	EP-A-0 265 633 (BBC BROWN BOVERI) * das ganze Dokument * ---	1	F01D25/30
A	EP-A-0 417 433 (ASEA BROWN BOVERI) * Zusammenfassung; Abbildung 3 * ---	1	
A	CH-A-352 534 (NAPIER) * Seite 1, Zeile 1 - Zeile 24 * * Seite 1, Zeile 44 - Seite 2, Zeile 114; Abbildungen * ---	1,14,15	
A	GB-A-1 008 886 (ROLLS-ROYCE) * Seite 1, Zeile 8 - Zeile 87; Abbildung 1 * -----	1	
RECHERCHIERTE SACHGEBIETE (Int. Cl.5)			
F01D			
Der vorliegende Recherchenbericht wurde für alle Patentansprüche erstellt			
Recherchenort DEN HAAG	Abschlußdatum der Recherche 05 MAERZ 1993	Prüfer ZIDI K.	
<b>KATEGORIE DER GENANNTEN DOKUMENTE</b> X : von besonderer Bedeutung allein betrachtet Y : von besonderer Bedeutung in Verbindung mit einer anderen Veröffentlichung derselben Kategorie A : technologischer Hintergrund O : nichtschriftliche Offenbarung P : Zwischenliteratur			
T : der Erfindung zugrunds liegende Theorien oder Grundsätze E : älteres Patentdokument, das jedoch erst am oder nach dem Anmelde datum veröffentlicht worden ist D : in der Anmeldung angeführtes Dokument L : aus andern Gründen angeführtes Dokument ..... & : Mitglied der gleichen Patentfamilie, übereinstimmendes Dokument			

★ ALLM Q51 94-044082/06 ★ EP 581978-A1  
Multi-zone diffusor for axially flowing turbomachinery - has first diffusion zone of single channel and bell shaped, with second zone multi-channelled with flow guide ribs upstream of ribs (Ger)

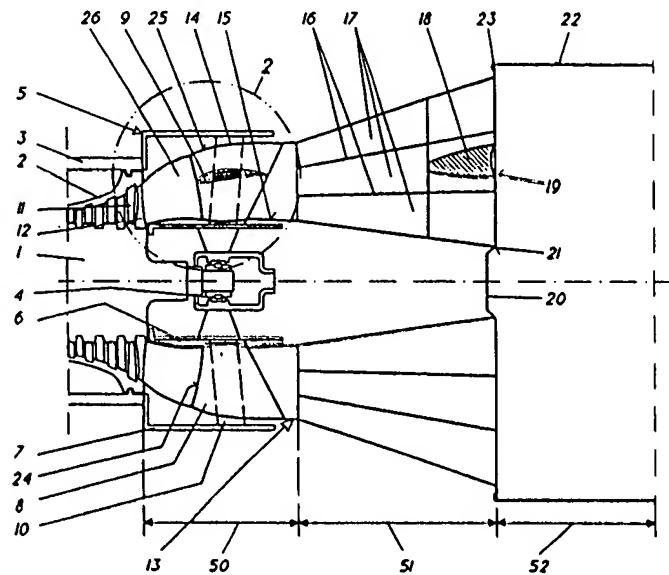
ASEA BROWN BOVERI AG 92.08.03 92EP-113180  
(94.02.09) F01D 25/30

R(AT BE CH DE DK ES FR GB GR IE IT LI LU MC NL PT SE)  
 A first diffusion zone (50) extends from the exit plane of the last row of blades (12) to a plane at the exit of the flow ribs (8), and is of a single channel. The equivalent opening angle of the meridian contour in the direction of flow is reduced to avoid loss of flow, forming a bell shaped diffusor.

A second diffusor zone (51) is multi-channelled (17), whereby the flow guide rings (16) are located upstream of the flow ribs. Down stream of the second diffusion zone is a third diffusion zone (52) formed in as a retractable diffuser.

**ADVANTAGE** - Compact design with minimum overall length.  
(15pp Dwg.No.1/6)

CT: CH352534 EP265633 EP417433 GB1008886  
N94-034945



© 1994 DERWENT PUBLICATIONS LTD.  
Derwent House, 14 Great Queen Street, London WC2B 5DF England, UK  
US Office: Derwent Inc., 1313 Dolley Madison Blvd., Suite 401, McLean VA 22101, USA  
Unauthorised copying of this abstract not permitted